



DEUTSCHES  
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 38 23 043.7  
22 Anmeldetag: 7. 7. 88  
43 Offenlegungstag: 11. 1. 90

DE 3823043 A1

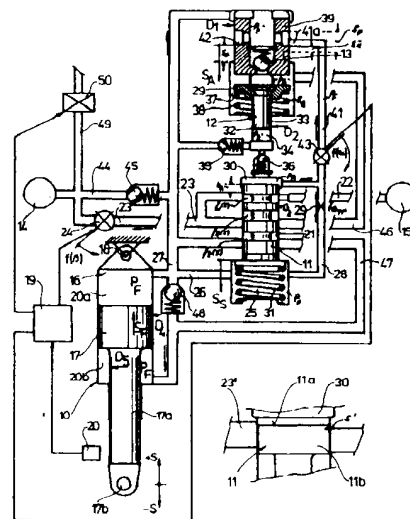
71 Anmelder:  
Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart, DE

72 Erfinder:  
Eckert, Konrad, Dipl.-Ing. Dr., 7000 Stuttgart, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Federung für Fahrzeuge

Bei einer Federung für Fahrzeuge, mit einem zwischen Aufbau und Achse angeordneten, einen Arbeitszylinder mit in diesem gleitenden Kolben mit Kolbenstange umfassenden Federbein, sowie mit Bezug auf den Kolben oberen und unteren Arbeitsdruckräumen, die über ein Rückschlagventil miteinander und ferner mit einem Druckspeicher (Speicherfeder) verbunden sind, wird vorgeschlagen, einen Regelschieber (11) mit mindestens einem veränderbaren Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ,  $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ ) hydraulisch von einer Regelpumpe (12) mit ebenfalls zugeordnetem hydraulischen Antrieb (13) anzutreiben und den hydraulischen Antrieb (13) für die Regelpumpe (12) mit aus dem beim Einfedern des Federbeins (10) sich ergebenden Mengenüberschuß abzuleiten bei insgesamt nach außen abgeschlossenem Kreislauf des Druckmittels im Federbein (10), Regelschieber (11), Regelpumpe (12) und Regelpumpenantrieb (13).



DE 3823043 A1

## Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Federung für Fahrzeuge nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Bekannte Federungen für Kraftfahrzeuge weisen für Federung und Dämpfung der Radmassen getrennte Einheiten auf; es ist aber auch schon bekannt, Federungs- und Dämpfungskomponenten gemeinsam in einem (hydraulisch wirksamen) Federbein zu vereinen. Die Vielfalt von Federungskonzepten, die vom einfachen Stoßdämpfer mit Feder zu komplizierten kombinierten Feder- und Dämpfungseinheiten reicht, läßt sich in drei Hauptbereiche unterteilen, nämlich die hauptsächlich verbreitete sogenannte passive Federung, bei der zur Beeinflussung eines schnell ablaufenden Federungsvorgangs keine in diesem Sinne dann äußere Energie zugeführt wird bzw. äußere Eingriffe nur langsam erfolgen können und zur Dämpfung separate Stoßdämpfer, gegebenenfalls aber auch in integrierter Form vorgesehen sind. Eine solche passive Federung läßt sich in einem weiten Bereich verschiedener Federsteifigkeiten und unterschiedlicher Dämpfungseigenschaften einstellen, also beispielsweise steife Federung mit weicher Dämpfung oder umgekehrt, je nach Anforderung an den Fahrkomfort bzw. abgestimmt auf das jeweilige Fahrzeug. Eine solche passive Federung umfaßt auch übliche hydropneumatische Federn, die durch Niveauregelungen ergänzt sein können.

Eine zweite Kategorie von Fahrzeugfederungen umfaßt die sogenannten semiaktiven Federungen, die im Grundsatz so ausgebildet sind, daß die beim Federungsvorgang umgesetzte Eigenenergie in ihrem zeitlichen Verlauf durch schnelle Steuereingriffe am Dämpfer in geeigneter Weise beeinflusst wird. Die semiaktive Federung versucht, einen aktiven Federanteil dadurch sozusagen zu simulieren, daß dann, wenn aufgrund des momentanen Federungsablaufs die Zuführung einer äußeren Energie, also die aktive Beeinflussung des Federungsvorgangs erforderlich wäre, bestehende Dämpfungsmöglichkeiten so gesteuert werden, daß die Fehlfunktion zu einem Minimum wird (DE-OS 35 24 862). Bei einer solchen semiaktiven Federung können schon erhebliche Anforderungen an die äußeren Steuerungseingriffe erforderlich sein, insbesondere schnelle Schaltventile, die abgestimmt auf die Radfrequenz zu arbeiten imstande sind und wobei es erforderlich ist, Rad und Aufbaubewegungen zu erfassen und in das elektronische Gesamtsteuerungskonzept der semiaktiven Federung einzubeziehen.

Eine dritte Möglichkeit betrifft die sogenannte aktive Federung, bei der effektiv dann, wenn der jeweilige Federungsvorgang dies erforderlich macht, von außen nicht nur durch entsprechenden Steuerungseingriff zur Verstellung von Steuerelementen eingegriffen wird, sondern aktiv Energie von außen dem Federungsbereich so zugeführt wird, beispielsweise durch eine pumpengesteuerte Druckerhöhung des Hydrauliköls, daß Veränderungen der am Rad angreifenden Kraft möglich sind. Dies erfordert aber den Einsatz von zum Teil sehr hohen hydraulischen Leistungen sowie die Verwendung aufwendiger Steuerelemente.

Der vorliegenden Erfindung liegt demgegenüber die Aufgabe zugrunde, eine Federung für Fahrzeuge so auszubilden, daß nicht nur von der Zuführung äußerer hydraulischer Energien vollkommen abgesehen werden

kann, sondern bei gleichzeitiger Reduzierung des einzusetzenden Steuerungsaufwandes dennoch eine Federung mit einem Federbein mit variabler Federsteifigkeit und variabler Dämpfung mit beliebig ausbildbaren Regelstrategien geschaffen wird, die, wenn überhaupt, nur einen sehr geringen Steuerungseingriff von außen erforderlich macht. Die Zuführung hydraulischer Energie von außen soll nur für Zwecke einer gegebenenfalls vorhandenen Niveauregelung erfolgen.

## Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Federung löst diese Aufgabe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs und hat den Vorteil, daß, abgesehen von einer möglichen Druckeinspeisung über Pumpe und Steuerventil einer ergänzend zugeordneten Niveauregelung, der aus den Steuereinheiten und dem Federbein gebildete gemeinsame hydraulische Kreis nach außen völlig abgeschlossen ist und die Möglichkeiten der Bestimmung der variablen Federsteifigkeit bzw. der variablen Dämpfung durch eine Art einer fein abgestimmten Eigensteuerung erzielbar ist, wobei gegebenenfalls für die Änderung der Federsteifigkeit von außen eine Ja/Nein-Funktion für eine Steuerdrossel aufzubringen ist aufgrund von Sondervorgängen.

Dennoch läßt sich durch das erfindungsgemäße System eine Vielzahl möglicher Regelstrategien für ein Federbein entwickeln, je nach Auslegung der jeweils eingesetzten Komponenten, der jeweiligen Druckverhältnisse, Drosselquerschnitte u. dgl.

Den Antrieb für die aufzubringenden Querschnittsteuerungen eines Regelschiebers, dessen Durchlaßquerschnitte sowohl die Federsteifigkeit als auch die Dämpfung des Federbeins beeinflussen können, gewinnt man über einen Regelpumpenantrieb, der seine Druckbeaufschlagung aus dem Arbeiten des Federbeins gewinnt, und zwar bei dessen Einfedervorgang, wobei die Rückfederung im Federbein gleichzeitig die Rückstellung des Regelschiebers nach Zeitfunktionen in die Ausgangsposition ermöglicht bei optimaler Abstimmung auf den Federungsvorgang sowie auf Einzelvorgänge beim Federungsablauf.

Die Erfindung ermöglicht aufgrund des Wegfalls aufwendiger Ansteuerelemente, wie z.B. schneller Magnetventile, die Schaffung eines kostengünstigen Federungssystems und den Einsatz systemeigener Regelstrategien zur Beherrschung der im praktischen Fahrbetrieb auftretenden Federbein-Erregungsvorgänge. Da diese nahezu beliebige Formen annehmen können, läßt die Grundkonzeption vorliegender Erfindung eine Vielzahl von einstellbaren Parametern zu, so daß ein möglichst umfassendes Spektrum im Bereich der wünschenswerten Regelstrategien abgedeckt werden kann.

Nachfolgend wird eine mögliche Regelstrategie angegeben:

1. Die Federsteifigkeit kann so ausgelegt werden, daß sie mit abnehmender Erregerfrequenz ebenfalls abnimmt;
2. in gleicher Weise ist die Auslegung möglich, derart, daß die Dämpfung mit abnehmender Erregerfrequenz zunimmt;
3. bei mehreren aufeinanderfolgenden, in etwa gleichartigen Erregungsschwingungen am Federbein können die Wirkungen entsprechend den Punkten 1.) und 2.) gemäß einer Zeitfunktion verstärkt ausgebildet werden, bis zu vorgegebenen,

nicht zu überschreitenden Grenzwerten. Ausnahmen hierbei: Federungsvorgänge, die durch besondere Signale (Aufschaltung) frühzeitig als Sondervorgänge erkannt werden — hierauf wird weiter unten bei Punkt 6.) noch eingegangen;

4. der Verlauf der in Punkt 3.) erwähnten Zeitfunktion kann so bestimmt werden, daß der Übergang bei niedrigen Erregerfrequenzen länger dauert als bei hohen Erregerfrequenzen — auch hier gilt die Ausnahme des Punktes 6.);

5. der Einfluß der Erregeramplitude kann geringer gehalten werden als der der Erregerfrequenz, so daß nach Überschreiten einer auslegungsgemäß vorgegebenen Schwellenamplitude die weitere Einflußnahme entsprechend den Punkten 1.) und 2.) erheblich abgeschwächt wird bzw. entfällt (singuläre Vorgänge);

6. bei Federungsvorgängen, die wie erwähnt aufgrund von besonderen Signalen (Aufschaltung) sehr frühzeitig als Sonderfederungsvorgänge erkennbar sind, kann ein sich der Grundregelung überlagernder Schnelleingriff auf die Federsteifigkeit vorgenommen werden. Da es sich hier um eindeutig definierbare, auch in ihrer Zeiteinwirkung eindeutig feststellbare Einzelvorgänge handelt, kann dieser Eingriff zwischen vorgegebenen Grenzwerten im Ablauf als Ja/Nein-Funktion (Schwarz/Weiß-Ansteuerung) aufgeschaltet werden. Solche Vorgänge können beispielsweise sein: Kurvenfahrt (beispielsweise durch Erfassung von auftretenden Seitenbeschleunigungen), Bremsen, Beschleunigen, Auftreten eines völlig anderen Straßenzustands o. dgl.;

7. es ist möglich, den Dämpfungseingriff entsprechend Punkt 2.) beim Einfedern und Ausfedern je nach Auslegung der einzelnen verwendeten Komponenten so unterschiedlich zum Ansprechen zu bringen, daß die Dämpfung beim Ausfedern stärker zunimmt als beim Einfedern;

8. zum Ausgleich unterschiedlicher Beladung kann einschließlich eine im Sinne der bisherigen Konzeption langsam ansprechende Niveauregelung vorgesehen werden, durch welche, nach erfolgtem Ausgleich, mit zunehmender Belastung das insgesamt vorherrschende Federsteifigkeitsniveau angehoben wird.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Hauptanspruch angegebenen Federung möglich, einschließlich der Einbringung weiterer bzw. modifizierter Regelstrategien. Besonders vorteilhaft ist die hydraulische Gesamtkonzeption aus einerseits gleichzeitig antreibenden, also die erforderliche Steuerenergien lieferndem, und andererseits gesteuertem Federbein.

### Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Die Zeichnung zeigt in zum Teil schematisierter Darstellung die Grundkonzeption eines Federbeins mit variabler Federsteifigkeit und variabler Dämpfung mit abgeschlossenem Druckmittelkreislauf sowie eine gesonderte Einzelheit am Regelschieber, die der Aufsteuerung zur Begrenzung dient.

### Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Die Grunderkenntnis vorliegender Erfindung beruht darauf, daß es durch gleichzeitige Ausnutzung der von einem Federbein gelieferten hydraulischen Druckenergie und einer hieraus im geschlossenen hydraulischen Kreis abgeleiteten gleichzeitigen Steuerung für den Druckmittelfluß aus den beiden Arbeitsdruckräumen des Federbeins möglich ist, ein Federbein mit variabler Federsteifigkeit und variabler Dämpfung und unter Zugrundelegung einer Vielzahl möglicher Regelstrategien zu schaffen, wobei die Dämpfung über eine stetig verstellbare Drossel geregelt und ergänzend durch einen zusätzlichen gesteuerten Schnelleingriff über eine weitere Steuereingriff im Sinne einer Ja/Nein-Funktion die Federsteifigkeit beeinflusst werden kann.

In der Zeichnung sind folgende miteinander in hydraulischer Wirkverbindung stehende Hauptkomponenten dargestellt, die zusammen die erfindungsgemäße Grundkonzeption eines Federbeins mit variabler Federsteifigkeit und variabler Dämpfung und, soweit gewünscht, auch Steuereingriffe von außen, realisieren: Ein Federbein 10 und ein Regelschieber 11, der über mindestens einen veränderbaren Durchlaßquerschnitt Druckverbindungsleitungen zwischen den beiden vom Federbein gebildeten Arbeitsdruckräumen und sonstigen hydraulischen Komponenten des Systems steuert, eine Regelpumpe 12 zum Antrieb des Regelschiebers 11 sowie ein Regelpumpenantrieb 13, der auch als Teil der Regelpumpe angesehen werden kann. Der Aufbau vervollständigt sich durch eine erste Grundsicherfeder 14 und eine durch den Regelschieber stetig, und auf Wunsch durch Steuereingriffe von außen zuschaltbare zweite Speicherfeder 15, einer Vielzahl von im folgenden ausführlich zu erläuternden hydraulischen Verbindungsleitungen zwischen den Komponenten und in diesen angeordneten Rückschlagventilen.

Das Federbein 10 kann von grundsätzlich üblichem Aufbau sein und umfaßt einen Arbeitszylinder 16, in welchem ein Kolben 17 mit Kolbenstange 17a abgedichtet gleitverschieblich geführt ist. Geht man zum besseren Verständnis davon aus, daß der Arbeitszylinder 16 bei 18 (gelenkig) stationär am Aufbau gelagert ist, dann ergibt sich mit Bezug auf die Kolbenstange 17a aufgrund der Verschiebung des Kolbens 17 im Arbeitszylinder 16 entsprechend dem jeweiligen momentanen Federungsvorgang eine Einfederung in Richtung des Weges +s bzw. eine Ausfederung in Richtung des Weges -s, wobei am abgewandten Kolbenstangenauge 17b etwa die Achse eines Fahrzeugs (auf der einen Seite) befestigt sein kann. Es können Sensoren vorgesehen sein, die die jeweiligen momentanen Federwege, die auftretenden Frequenzen und Amplituden sowie, soweit erforderlich auch Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte des momentanen Federwegs erfassen und umsetzen und einer lediglich schematisch angedeuteten Steuerlogikschaltung 19 zuführen, die, soweit bei der umfassenden hydraulischen Grundkonzeption überhaupt erforderlich, einer äußeren Steuerung zugängliche Schaltungskomponenten beaufschlagt. Hierauf wird weiter unten noch eingegangen. Ein entsprechender Weg-, Frequenz-, Geschwindigkeits- und andere Werte erfassender Sensor ist ebenfalls nur schematisiert bei 20 gezeigt.

Durch die Abdichtung des Kolbens 17 und natürlich der Kolbenstange 17a im Arbeitszylinder 16 ergibt sich ein oberer Druck- oder Arbeitsraum 20a und ein unterer Druck- oder Arbeitsraum 20b, wobei der Quer-

schnitt des Kolbens mit D4 und der der Kolbenstange mit D5 bezeichnet ist. Der ohne Bewegung der Kolbenstange 17a im Gesamtsystem herrschende mittlere Systemdruck oder Gleichgewichtsdruck ist mit  $p_F$  bezeichnet und kann im Betrieb dann verschiedene Werte annehmen.

An dieser Stelle wird zunächst darauf hingewiesen, daß die in der Zeichnung angegebenen, ganz speziell verlaufenden Druckleitungen zwischen Federbein 10, Regelschieber 11 und dessen Antrieb sowie den Speicherfedern lediglich eine mögliche, wenn auch bevorzugte Ausführungsform vorliegender Erfindung angeben, die Erfindung aber nicht auf diese spezielle Verbindungsverschaltung beschränken. Bei der hier dargestellten Grundkonzeption schließt bzw. öffnet der Regelschieber Durchflußquerschnitte (kontinuierlich), die, in bewußter Gegenläufigkeit, einerseits die Federsteifigkeit des Systems beeinflussen und andererseits die Dämpfung beim Einfedern und beim Ausfedern (getrennt) verändern.

Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel, aber hierauf nicht beschränkt, verfügt der Regelschieber 11 über mehrere, beispielsweise drei vom Hub  $s_s$  des Regelschiebers abhängige Steuerquerschnitte  $f_1(s)$ ,  $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ , die, wie es sich versteht, einen auslegungsgemäß beliebigen Querschnittsverlauf aufweisen können.

Bei dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel dient der mit dem Hub veränderliche Durchlaßquerschnitt  $f_1(s)$  der Bestimmung und Änderung der Federsteifigkeit des Systems, der Durchlaßquerschnitt  $f_2(s)$  der Dämpfung des Federbeins beim Einfedern (also in Richtung +s) und der Durchlaßquerschnitt  $f_3(s)$  der Einstellung bzw. Bestimmung der Dämpfung beim Ausfedern, also Bewegung des Federbeins in Richtung von -s. Dabei können in erster Näherung die in der Zeichnung dargestellten Durchlaßquerschnitte, auch in ihrer relativen Zuordnung zueinander, qualitativ für die nachfolgende Betrachtung übernommen werden, d. h., daß sich bei einer Bewegung des Regelschiebers 11 in der Bohrung 21 des nicht dargestellten Regelschiebergehäuses nach unten beispielsweise der für die Federsteifigkeit zuständige Durchlaßquerschnitt oder Steuerquerschnitt  $f_1(s)$  reduziert, während sich die beiden anderen Durchlaßquerschnitte  $f_2(s)$  und  $f_3(s)$  zunehmend vergrößern. Hierdurch wird den weiter vorn in den Punkten 1.) und 2.) gestellten Forderungen Rechnung getragen — eine steigende Erregerfrequenz der Federbeinarbeit kann, natürlich je nach Auslegung der einzelnen Komponenten im Gesamtsystem, dazu führen, daß der Regelschieber 11 in seinem zeitabhängigen Bewegungsablauf nicht mehr voll oder nur wenig zurücklaufen kann — aus der in der Zeichnung dargestellten Ausgangsposition —, so daß der Durchlaßquerschnitt  $f_1(s)$  zunehmend gedrosselt und die Durchlaßquerschnitte  $f_2(s)$  und  $f_3(s)$  zunehmend in einer Öffnungsposition verbleiben.

Wie der Zeichnung entnommen werden kann, verbindet nämlich der Durchlaßquerschnitt  $f_1(s)$ , der für die Federsteifigkeit zuständig ist, die zweite oder zusätzliche Speicherfeder 15 über eine hydraulische Verbindungsleitung 22 mit dem Verbindungspunkt 23 und über die Leitung 23' und eine noch zu erläuternde Steuerdrossel 24 mit veränderbarem Drosselquerschnitt  $f(\beta)$  mit der ersten Speicherfeder 14, so daß sich in der Parallelschaltung dieser beiden Speicherfedern 14 und 15 bei geöffnetem Durchlaßquerschnitt  $f_1(s)$  erkennbar ein weiches Federungsverhalten ergibt als bei durch den Durchlaßquerschnitt  $f_1(s)$  zunehmend herausgeschalteter bzw. abgesperrter zusätzlicher Speicherfeder 15 und

deren Einfluß auf den mittleren Gesamtdruck im System.

Die soeben schon erwähnte Steuerdrossel 24 kann dabei bevorzugt so ausgelegt sein, daß sie im Sinne einer Schwarz/Weiß-Funktion die zusätzliche Speicherfeder 15 schlagartig zwischen Grenzwerten zuschaltet bzw. abschaltet, wodurch nur sehr geringe Anforderungen an Funktion und Können der die Steuerdrossel 24 beaufschlagenden Elektronik gestellt und daher Kostengünstigkeit erreicht werden kann. Es versteht sich aber, daß auch eine kontinuierliche Verstellung der Steuerdrossel 24 möglich ist und innerhalb des erfindungsgemäßen Rahmens liegt; auf jeden Fall gelingt es durch die Beaufschlagung der Steuerdrossel 24, den Vorteilen und Forderungen des weiter vorn genannten Strategiepunktes 6 gerecht zu werden.

Der Aufbau des Regelschiebers 11 vervollständigt sich durch einen unteren Druckraum 25, der über eine Verbindungsleitung 26 direkt mit der Hauptdruckleitung 27 verbunden ist, die auch unmittelbar an den oberen Arbeitsdruckraum 20a des Federbeins 10 angeschlossen ist. Ferner ist der untere Druckraum 25 des Regelschiebers 11 über eine Bypassleitung 28 und eine in dieser Bypassleitung enthaltene Bypassdrossel 29 mit dem Drosselquerschnitt  $f_{Byp}$  mit dem oberen Druckraum 30, verbunden, wobei der untere Druckraum 25 von erweiterten Bohrungsteilbereichen im Regelschiebergehäuse gebildet ist. Im unteren Druckraum 25 des Regelschiebers befindet sich schließlich noch eine Vorspannungsfeder 31, die die Federkraft  $K_3$  erzeugt, die den Regelschieber in Richtung auf seine Ausgangsposition, also entgegen seiner Auslenkung  $s_s$  rückt.

Angetrieben wird der Regelschieber durch den in seinem oberen Druckraum 30 herrschenden, gegenüber dem Systemdruck  $p_F$  überhöhten Druck  $p_R$ , der von der Regelpumpe 12 erzeugt wird. Die Regelpumpe 12 umfaßt einen hydraulisch angetriebenen Kolben 32, der gleitverschieblich in einer nur schematisch angedeuteten Bohrung 33 der Regelpumpe 12 gelagert ist und einen Druckarbeitsraum 34 begrenzt, der über ein erstes Rückschlagventil in Form eines Saugventils 35 mit der Hauptdruckleitung 27 und über ein zweites Rückschlagventil in Form eines Förderventils 36 mit dem oberen Druckraum 30 des Regelschiebers 11 verbunden ist.

Auch der Kolben 32 der Regelpumpe 12 ist in geeigneter Weise federvorgespannt in einem größeren Druckraum 37, der zum Regelpumpenantrieb 13 gehört, gelagert, wobei die Vorspannungsfeder mit 38 bezeichnet ist und eine Federkraft  $K_2$  erzeugt. Der Kolben 12 ragt in diesen Druckraum 37 aus seiner verengten, seine Zylinderführung übernehmenden Bohrung 33 hinein und trägt einen Federteller 29, an welchen sich die Vorspannungsfeder 38 auf der einen Seite abstützt, während sie auf der anderen Seite am Bohrungsgrund des Druckraums 37 anliegt.

Im Druckraum 37 herrscht der Druck  $p_A$ , der vom Antriebskolben 39 des Regelpumpenantriebs 13 erzeugt wird. Durch die abgetrepten Bohrungen im Bereich des Regelpumpenantriebs bzw. der Regelpumpe mit den Durchmessern D1 für den Antriebskolben und den Durchmesser D2 für den Regelpumpenkolben ergibt sich eine entsprechende Druckübersetzung, so daß durch Aufleitung des in der Hauptdruckleitung 27 herrschenden Drucks  $p_F$  auf die eine Seite des Antriebskolbens 39 ein entsprechend überhöhter, den Regelschieber 11 antreibender Regelpumpendruck  $p_R$  erzeugt werden kann, der das Rückschlagventil 35 schließt und

den Regelschieber 11 kontinuierlich in bestimmte Positionen längs des Regelschieberweges  $s_s$  verschiebt, in Abhängigkeit zur Amplitude des Einfederwegs des Federbeins 10 bzw. der im praktischen Fahrbetrieb vom Federbein ausgehenden Erregung, die im Grunde beliebige Formen annehmen kann, wobei ein solches Erregungsspektrum ohnehin nur statistisch verarbeitet werden kann.

Der Bereich des Antriebskolbens und der Regelpumpe wird vervollständigt durch ein weiteres Rückschlagventil 40 im Antriebskolben, welches bei entsprechendem Überdruck im Druckraum 37 der Regelpumpe gegenüber dem Druck  $p_F$  in der Hauptdruckleitung 27 öffnet und auf diese Weise stets ein Druckgleichgewicht der durch gegenseitige hydraulische Einwirkung miteinander in Wirkverbindung stehenden Komponenten Antriebskolben, Regelpumpe und Regelschieber erzeugt.

Eine weitere, für das Erzielen bestimmter Regelstrategien sehr wichtige Einflußgröße ergibt sich bei vorliegender Erfindung dadurch, daß eine in ihrem Querschnitt auf konstante Werte oder von außen gesteuert stufig bzw. kontinuierlich einstellbare Verbindungsleitung 41 vorgesehen ist zwischen dem oberen Druckraum 30 des Regelschiebers, der von dem hohen Regelpumpendruck  $p_R$  beaufschlagt ist und dem Druck  $p_F$ , der oberhalb des Antriebskolbens 39 herrscht bzw. auf diesen einwirkt. Im einzelnen ist diese Druckverbindung so getroffen, daß eine Einmündung 41a der Verbindungsleitung 41 in die den Antriebskolben gleitverschieblich aufnehmende Bohrung im Bereich des Regelpumpenantriebs in einer Höhe vorgesehen ist, die in der Ausgangsposition mit einer Ringausnehmung 42 des Antriebskolbens 39 kommuniziert, die über innere Querkanaäle mit dem Raum im Kolbeninneren in Verbindung steht, der gleichzeitig der Aufnahme und Lagerung des soeben schon erwähnten Rückschlagventils 40 dient. Dabei entspricht der Weg, den der Antriebskolben 39 bei vollem Hub zurücklegen kann, dem in der Zeichnung angegebenen Maß  $s_p$ , was bedeutet, daß im Bereich des maximalen Hubs die obere Ringkante der Ringausnehmung 42 die Einmündung 41a der Verbindungsleitung 41 abgesteuert hat, und zwar ergänzend mit einer zusätzlichen Überdeckung  $s_U$ , wobei dieses Überdeckungsmaß eine wesentliche Auslegungsgröße der jeweils angestrebten Regelstrategie ist.

Aus der Zeichnung ist ferner erkennbar, daß der maximale Hub  $s_p$  des Antriebskolbens 39 sich ferner dadurch begrenzt, daß die untere Randkante der Ringausnehmung 42 im Kolben gegenüber der verbreiterten Form des Druckraums 37 aufsteuert, so daß es zu einem Druckausgleich der beiden Drücke  $p_A$  und  $p_F$  kommt und einer entsprechenden Hubbegrenzung des Antriebskolbens 39.

In der Verbindungsleitung 41 vom oberen Druckraum 30 des Regelschiebers 11 zum Druck  $p_F$  im Antriebskolben 39 befindet sich ferner eine weitere, ebenfalls sehr wesentliche Auslegungsgröße für die jeweilige Regelstrategie, nämlich eine zweite Steuerdrossel 43, die bevorzugt auch stetig verstellbar durch äußere Einflußnahme ausgebildet sein kann. Die zweite Steuerdrossel verfügt über einen stetig veränderbaren Steuerquerschnitt  $f(\alpha)$ . Im Einzelfall kann der Querschnitt  $f(\alpha)$  auch konstant sein.

In diesem Zusammenhang sind noch die Zu- und Ableitungen zu den von den jeweiligen Steuerkanten des Regelschiebers 11 gesteuerten Durchlaßquerschnitten zu vervollständigen. Verbindet von oben nach unten in der Zeichnung gesehen der erste Durchlaßquerschnitt

$f_1(s)$  die zusätzliche Speicherfeder 15 mit dem allgemeinen Druckniveau über die erste Steuerdrossel 24, so daß die beiden Speicherfedern 14 und 15 parallel geschaltet sind und von der ersten Speicherfeder 14 eine Verbindung 44 zur Hauptdruckleitung 27 über ein sich in dieser Richtung öffnendes Rückschlagventil 45 besteht, so verbindet der zweite Durchlaßquerschnitt  $f_2(s)$  des Regelschiebers 11 den gleichen Verbindungspunkt 23, der über die Leitung 23' zur ersten Steuerdrossel 24 führt, über eine Verbindungsleitung 46 mit dem Druckraum 37 der Regelpumpe 12, wobei wie schon erwähnt, der Druckraum 37 gleichzeitig der hydraulischen Verbindung zwischen dem Antriebskolben 39 und dem Kolben 32 der Regelpumpe 12 dient.

Der dritte Durchlaßquerschnitt  $f_3(s)$  des Regelschiebers 11 verbindet in Form einer Parallelleitung 47 den unteren Arbeitsdruckraum 20b mit dem oberen Arbeitsdruckraum 20a des Federbeins 10, wobei parallel hierzu ein Rückschlagventil 48 liegt, welches sich bei höherem Druck im oberen Arbeitsraum 20a (einfedern), je nach Auslegung seiner Öffnungscharakteristik, öffnen kann.

Der soweit geschilderte Aufbau vervollständigt sich schließlich durch die Möglichkeit, in das bisher geschilderte, insgesamt geschlossene hydraulische System von außen über eine Zuleitung 49 Druck zuzuführen zur Realisierung einer Niveauregelung, wobei die Druckzuführung über eine Pumpe und ein Steuerventil erfolgt, die zusammen mit 50 bezeichnet sein können. Die Niveauregulierung bildet eine langsame Druckanpassung und stellt dabei, neben den Steuerdrosseln 24 und 43 mit  $f(\beta)$  und  $f(\alpha)$ , eine dritte äußere Eingriffsmöglichkeit dar, so daß dem weiter vorn erwähnten Strategiepunkt 8.) entsprechend Rechnung getragen werden kann.

Bei einem solchen, insgesamt ein Regelsystem mit bestimmten, durch Auswahl bzw. Betonung vorgegegebener Parameter gewünschte Regelstrategien realisierbaren hydraulischen Aufbau spielen neben den äußeren Eingriffsmöglichkeiten auch geschwindigkeitsabhängige Bewegungen speziell im Regelschieberbereich eine erhebliche Rolle, da der Regelschieber über ein im Grunde genommen geschwindigkeitsabhängige Regelpumpe bewegt und unter Federkraft und in diesem Zustand im übrigen druckausgeglichen gegen verstellbare Drosseln 43 mit Querschnitt  $f(\alpha)$  und 29 mit  $f(\text{Bypass})$  seine Rückbewegung durchführt. Hierdurch tritt an den Steuerquerschnitten des Regelschiebers eine Frequenzabhängigkeit auf, die zur Realisierung der gewünschten Regelstrategie ausgenutzt und entsprechend eingestellt werden kann, unter Einbeziehung auch der Bypassdrossel 29 mit dem Querschnitt  $f_{Byp}$  und dem Überdeckungsmaß  $f_U$ , welches weiter vorn schon erwähnt worden ist.

Es versteht sich, daß genaue Anweisungen, wie diese Parameter im einzelnen zu bemessen sind, in den Bereich der Dimensionsangaben eindringen; diese sind nicht erforderlich und im übrigen frei bestimmbare Werte je nach der gewünschten, zu verwirklichenden Regelstrategie auf der Basis des dargestellten Regelsystems mit in sich gänzlich abgeschlossenem Druckmittelkreislauf.

Folgende Grundfunktionsmechanismen sind realisierbar. Durch ein stufenloses, also kontinuierliches oder durch schlagartiges Zu- und Abschalten der Speicherfeder 14 innerhalb bestimmter Grenzen wird die Federsteifigkeit beeinflusst; dies kann in Abhängigkeit zu äußeren Fahrbahneinflüssen oder auch zu einer gewünschten Wahl des Fahrverhaltens (komfortabel, sportlich) geschehen.

Der Regelschieber 11 arbeitet mit der Erregerfre-

quenz des Federbeins 10 und steuert über die hier vorgesehenen drei von seinem Hub  $s_s$  abhängigen Steuerquerschnitte (mit je nach Auslegung beliebigem Querschnittsverlauf) einmal die Federsteifigkeit über  $f_1(s)$  und gegenläufig hierzu über  $f_2(s)$  die Dämpfung beim Einfedern und über  $f_3(s)$  die Dämpfung beim Ausfedern. Die Rücklaufgeschwindigkeit des Regelschiebers, wodurch wesentlich die Zunahme der Verengung des Durchlaßquerschnittes  $f_3(s)$  und damit die Ausfederungs-dämpfung beeinflusst wird (über die Leitung 47), hängt allein von der Federkraft  $K_3$ , vom Durchmesser  $D_3$  (Durchmesser der Steuerstege des Regelschiebers), vom jeweils eingestellten Querschnitt  $f(\alpha)$  der Steuerdrossel 43 und vom Querschnitt  $f_{Byp}$  des Bypass 29 ab, der mit entsprechender Zeitverzögerung für den Druckausgleich zwischen dem oberen und dem unteren Druckraum 30, 25 am Regelschieber 11 sorgt. Dies sind wesentliche Auslegungsparameter des so gebildeten Reglers, zu dem auch integral das Federbein 10 gehört, wobei der Vorlauf des Regelschiebers 11 durch die Druckmittelförderung der Regelpumpe 12 bewirkt wird, die einen Regelpumpendruck  $p_R$  erzeugt, der höher als der übrige Systemdruck ist. Die Regelpumpe 12 selbst ist ihrerseits wieder hydraulisch angetrieben von der vorgeschalteten "Antriebs-Regelpumpe", realisiert durch den Antriebskolben 39 mit Durchmesser  $D_1$ , der einen Hub  $s_A$  durchführt, der, wie erläutert, durch Aufsteuerung auf den Wert  $s_p$  begrenzt ist.

Daher sind weitere wesentliche Auslegungsmerkmale des so gebildeten Reglers ferner die Durchmesser  $D_4$  des Kolbens 17 des Federbeins,  $D_5$  der Kolbenstange 17a des Federbeins,  $D_1$  als Durchmesser des Antriebskolbens 39,  $D_2$  als Durchmesser des Regelpumpen-Kolbens 32,  $D_3$  als Durchmesser der Steuerstege des Regelschiebers sowie der Wege  $s_F$  als jeweilige Bewegungsamplitude des Kolbens 17 im Federbein 10 und des Weges  $s_p$  als Anschlagsmaß für die maximale Hubbewegung des Antriebskolbens 39. Dieses Anschlagsmaß  $s_p$  bestimmt im übrigen das Verhalten des Gesamtsystems entsprechend dem weiter vorn genannten Punkt 5.) wesentlich, da sich hierdurch eine Reduzierung des Einflusses der Erregeramplitude, also des ursprünglichen Ausgangshubs des Federbeins ergibt.

Der Antriebskolben 39 und der Kolben 32 der Regelpumpe 12 gehen durch die Wirkung der von der Vorspannungsfeder 38 erzeugten Federkraft  $K_2$  bei jeder Ausfederungsbewegung ungedrosselt in Gegenrichtung zum Hub  $s_A$  zurück, was bis maximal zum gehäusefesten Anschlag des Antriebskolbens 39 erfolgen kann. Bei einer weiteren Ausfederung am Federbein 10 erfolgt der weitere Rückfluß aus der zusätzlichen Speicherfeder 15 — und zwar auch dann, wenn die Steuerdrossel 24 geschlossen ist — ungestört, nämlich über das im Antriebskolben 39 vorgesehene Rückschlagventil 40, welches ein Entlastungsventil bildet. Durch die zusätzliche Steuerung des Rücklaufkanals 41 von der zweiten Steuerdrossel 43 über seine Ringnut 42 beeinflusst der Antriebskolben 39 die Rücklaufgeschwindigkeit des Regelschiebers 11, da bei maximalem Hub  $s_p$  des Antriebskolbens 39 der Rücklaufkanal 41 über die Drossel 43 geschlossen ist. Hier spielt dann die Überdeckung  $f_U$  eine wesentliche Rolle, denn bei geschlossenem Rücklaufkanal entsprechend vollkommen hochgepumptem Antriebskolben 39 (in der Zeichenebene natürlich in der Extremposition nach unten) kann der Rückfluß nur noch über die Bypassdrossel 29 mit dem Querschnitt  $f_{Byp}$  erfolgen, so daß hierdurch die Rücklaufgeschwindigkeit des Regelschiebers und entsprechend das Zeitverhalten

des Reglers insgesamt verlangsamt wird bei diesem Reglerzustand.

An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, daß auch der Regelschieber 11 eine hydraulische Hubbegrenzung aufweist, die in der Einzeldarstellung in der Zeichnung rechts unten genauer gezeigt ist; man erkennt, daß bei Erreichen eines maximal bestimmbar Hubs  $s_{smax}$  des Regelschiebers 11 die obere Kante 11a des den oberen Druckraum 30 unmittelbar begrenzenden Stegs 11b die Verbindung zur Leitung 23' auf der stromabwärtigen Seite des zweiten Federspeichers 15 freigibt, also aufsteuert, so daß es zu einer Druckentlastung des Regelpumpendrucks  $p_R$  kommt. In diesem Fall des maximalen Hubs besteht noch eine restliche Überdeckung  $s'$  zur Verbindungsseite mit der zweiten Speicherfeder 15, so daß im Aufsteuerungsbereich zur Hubbegrenzung der Zulauf von der zweiten Speicherfeder 15 verschlossen ist.

Es gelten allgemein noch die folgenden Durchmesserbeziehungen:  $D_1 > D_2$  und  $D_2 \leq D_3$ , wobei dann die Drücke die folgenden Werte annehmen:  $p_A < p_F$  und  $p_R > p_F$ .

Wesentlich ist noch darauf hinzuweisen, daß das so gebildete Regelsystem unter Einschluß des Federbeins 10 auch bei einem konstanten Drosselquerschnitt  $f(\alpha) = \text{const.}$  der Drossel 43 eine eingeprägte Regelcharakteristik aufweist, so daß es eventuell möglich ist, für den hydraulischen Regler eine Auslegung zu finden, mit welcher das ganze Spektrum lediglich mit  $f(\alpha) = \text{const.}$  überdeckt werden kann. In diesem Fall ist eine elektrische Verstellung für den Drosselquerschnitt nicht erforderlich, obwohl die weiter vorn erwähnten Punkte 1.), 2.), 3.), 4.), 5.) und 7.) auch bei einer dann feststehenden Steuerdrossel 43 erfüllt sind, so daß eine einfache elektronische Ansteuerung lediglich für die Umschaltfunktion der Steuerdrossel 24 und ergänzend für die Niveauregelung 50 ausreicht. Auch dann, wenn eine elektrische Verstellung für den Drosselquerschnitt  $f(\alpha)$  vorzusehen ist, müssen an diesen wesentlich geringere Ansprüche gestellt werden, verglichen mit dem sonst üblichen Aufwand bei direkt schaltenden Magnetventilen und deren erforderlicher Ansteuerstrategie eines entsprechenden elektronischen Steuergeräts. Ferner entledigt sich die vorliegende Erfindung der Notwendigkeit, bei entsprechend hoch entwickelten Regelstrategien sonst extrem große Durchflußmengen extrem schnell steuern zu müssen. Dieser Steuerungsvorgang findet im hydraulischen Regler, wie beschrieben, statt, wobei dieser während beliebiger Einzelschwingungen fortlaufend eingreifen kann.

Schließlich ist es möglich, den Drosselquerschnitt  $f(\alpha)$  der Drossel 43 abhängig von einfachen Signalen langsam zu verstellen, beispielsweise in Abhängigkeit zur Öltemperatur oder zu vom Fahrer gewählten Stufen.

Alle in der Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und der Zeichnung dargestellten Merkmale können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination miteinander erfindungswesentlich sein.

#### Patentansprüche

1. Federung für Fahrzeuge, mit einem zwischen Aufbau und Achse angeordneten, einen Arbeitszylinder mit in diesem gleitenden Kolben mit Kolbenstange umfassenden Federbein, sowie mit Bezug auf den Kolben oberen und unteren Arbeitsdruckräumen, die über ein Rückschlagventil miteinander und ferner mit einem Druckspeicher (Speicherfe-

der) verbunden sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein Regelschieber (11) mit mindestens einem veränderbaren Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ,  $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ ) vorgesehen ist, daß der Regelschieber (11) hydraulisch angetrieben ist von einer Regelpumpe (12) mit ebenfalls zugeordnetem hydraulischen Antrieb (13), daß der hydraulische Antrieb (13) für die Regelpumpe (12) mit aus dem beim Einfedern des Federbeins (10) sich ergebenden Mengenüberschuß abgeleitet ist bei insgesamt nach außen abgeschlossenen Kreislauf des Druckmittels im Federbein (10), Regelschieber (11), Regelpumpe (12) und Regelpumpenantrieb (13) und daß der mindestens eine veränderliche Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ,  $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ ) im Regelschieber (11) die beiden Arbeitsdruckräume (20a, 20b) des Federbeins (10) verbindet.

2. Federung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine direkt mit dem oberen, beim Einfedern druckerzeugenden Arbeitsdruckraum (20a) des Federbeins (10) verbundene Hauptdruckleitung (27) vorgesehen ist, die beim Einfedern des Federbeins (10), gegebenenfalls unter Zwischenschaltung verschiedener Druckübersetzungen, den Regelschieber (11) zur Durchführung einer Verschiebewegung ansteuert.

3. Federung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der mit der Erregerfrequenz des Federbeins beim Ein- und Ausfedern arbeitende Regelschieber (11) mindestens drei Durchlaßquerschnitte aufweist, einen ersten Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ) für die Bestimmung der Federsteifigkeit, einen zweiten Durchlaßquerschnitt ( $f_2(s)$ ) für die Bestimmung der Dämpfung beim Einfedern des Federbeins (10) und einen dritten Durchlaßquerschnitt ( $f_3(s)$ ) zur Bestimmung der Dämpfung beim Ausfedern des Federbeins.

4. Federung nach einem der Ansprüche 1–3, dadurch gekennzeichnet, daß der Regelschieber (11) einen unteren Druckraum (25) und einen oberen, über ein Rückschlagventil (36) als Förderventil zum Ausgangsdruckraum (34) der Regelpumpe (12) öffnenden Druckraum (30) aufweist.

5. Federung nach einem der Ansprüche 1–4, dadurch gekennzeichnet, daß der obere, für den Rücklauf des Steuerschiebers (11) maßgebende Druckraum (30) durch eine Bypassleitung (28) mit einer Bypassdrossel (29) mit Drosselquerschnitt ( $f_{Byp}$ ) mit dem unteren Druckraum (25) verbunden ist und daß ferner hierzu parallel eine Rücklaufleitung (41) mit einer Steuerdrossel (43) vorgesehen ist, die in den mit der Hauptdruckleitung (27) verbundenen Druckraum oberhalb bzw. innerhalb des Antriebskolbens (39) einmündet.

6. Federung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich die durch die Bewegung des Regelschiebers (11) gesteuerten Durchlaßquerschnitte ( $f_1(s)$ ,  $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ ) gleichsinnig oder gegenläufig verändern.

7. Federung nach Anspruch 3 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ) sich bei einer anfänglichen Hubbewegung des Regelschiebers (11) zunehmend schließt, während die anderen beiden Querschnitte ( $f_2(s)$ ,  $f_3(s)$ ) sich gegenläufig zum ersten Durchlaßquerschnitt zunehmend öffnen.

8. Federung nach Anspruch 5, dadurch gekenn-

zeichnet, daß die Steuerdrossel (43) im Rücklaufkanal (41) schnell oder langsam stetig oder schlagartig verstellbar ist.

9. Federung nach einem der Ansprüche 1–8, dadurch gekennzeichnet, daß im unteren Druckraum (25) des Steuerschiebers (11) eine Vorspannungsfeder (31) zur Erzeugung einer vorgegebenen Steuerschieber-Rückführkraft ( $K_3$ ) angeordnet ist und daß der Unterdruckraum (25) direkt mit der den Systemdruck ( $p_F$ ) führenden Hauptdruckleitung (27) verbunden ist.

10. Federung nach einem der Ansprüche 1–9, dadurch gekennzeichnet, daß eine erste Speicherfeder (14) vorgesehen ist, die (über ein Rückschlagventil 45) mit der Hauptdruckleitung (27) verbunden ist, und daß zur Beeinflussung der Federsteifigkeit eine zweite zusätzliche Speicherfeder (15) vorgesehen ist, die über den sich bei vergrößerndem Hub in seinem Querschnitt ( $f_1(s)$ ) verringern den Durchlaß im Steuerschieber (11) mit einer zur ersten Speicherfeder (14) führenden Leitung (22, 23, 23') verbunden ist.

11. Federung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindungsleitung zwischen den beiden Speicherfedern eine zweite Steuerdrossel (24) mit veränderbarem Steuerquerschnitt ( $f(\beta)$ ) angeordnet ist.

12. Federung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die die beiden Speicherfedern (14, 15) zur Veränderung der Federsteifigkeit verbindende zweite Steuerdrossel (24) schlagartig zwischen zwei Grenzwerten umschaltbar ist.

13. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–12, dadurch gekennzeichnet, daß mit der den Systemdruck ( $p_F$ ) führenden Hauptdruckleitung (27), gegebenenfalls über ein Rückschlagventil (45) eine aus Pumpe und Steuerventil bestehende Niveauregelung zur allmählichen Erhöhung des Systemdrucks je nach Beladungszustand des Fahrzeugs, angeschlossen ist.

14. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–13, dadurch gekennzeichnet, daß der obere, beim Einfedern mit einer Druckerhöhung reagierende Arbeitsdruckraum (20a) des Federbeins (10) über ein sich in den unteren Arbeitsdruckraum (20b) öffnendes Rückschlagventil (48) direkt mit dem unteren Arbeitsdruckraum (20b) verbunden ist.

15. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–14, dadurch gekennzeichnet, daß der untere Arbeitsdruckraum (20b) des Federbeins (10) über die Hauptdruckleitung (27) und einen beim Rücklaufen des Regelschiebers (11) in seine Ausgangsposition sich allmählich schließenden Durchlaßquerschnitt ( $f_3(s)$ ) mit dem oberen Arbeitsdruckraum (20a) zur Bestimmung des Dämpfungsverhaltens beim Ausfedern verbunden ist.

16. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–15, dadurch gekennzeichnet, daß der Speicherfederverbindungspunkt (23) über einen weiteren, sich beim Zurückfahren in die Ausgangsposition des Regelschiebers (11) in seinem Querschnitt verringern den Durchlaß ( $f_2(s)$ ) mit dem Zwischendruckraum (37) verbunden ist zur Bestimmung des Dämpfungsverhaltens beim Einfedern des Federbeins (10).

17. Federung nach einem der Ansprüche 1–16, dadurch gekennzeichnet, daß der vom Kolben (32)

der Regelpumpe (12) beaufschlagte Ausgangsdruckraum (34) mit geringerem Durchmesser ( $D_2$ ) verglichen mit dem Durchmesser ( $D_1$ ) des Antriebskolbens (39) über ein als Saugventil arbeitendes Rückschlagventil (35) mit der Hauptdruckleitung (27) verbunden ist. 5

18. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–17, dadurch gekennzeichnet, daß im Antriebskolben (39) des hydraulischen Antriebs (13) für die Regelpumpe (12) ein Rückschlagventil (40) vorgesehen ist, welches den Zwischendruckraum (37) bei in diesem höheren Druck in die Hauptdruckleitung (27) öffnet und daß durch eine Ringnut (42) eine maximale Hubbegrenzung ( $s_p$ ) für den Antriebskolben (39) vorgesehen ist, sobald diese Ringnut den Druckausgleich zum Zwischendruckraum (37) aufsteuert. 10 15

19. Federung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die von der ersten Steuerdrossel (43) kommende Verbindungsleitung vom oberen Druckraum (30) des Regelschiebers (11) in den Bereich des Antriebskolbens (39) bei maximalem Hub ( $s_p$ ) des Antriebskolbens (39) abgesteuert ist, mit einer vorgegebenen Überdeckung ( $s_U$ ) zur Einstellung der Rücklaufgeschwindigkeit des Regelschiebers (11). 20 25

20. Federung nach einem der Ansprüche 1–19, dadurch gekennzeichnet, daß eine Hubbegrenzung am Regelschieber (11) vorgesehen ist durch Aufsteuerung des oberen Druckraums (30) in die Ablaufleitung von der zuschaltbaren zweiten Speicherfeder (15) bei gleichzeitiger Überdeckung des Speicherfederzulaufs an diesem Durchlaßquerschnitt ( $f_1(s)$ ). 30

21. Federung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß am Kolben (32) der Regelpumpe (12) eine Rückholfeder (38) mit vorgegebener Federkraft ( $K_2$ ) angreift. 35

22. Federung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1–21, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens ein, den Federweg, die Geschwindigkeit der Einfederung, die Frequenz der Federbewegungen und sonstige Daten des Federbeins (10) bzw. des Fahrzeugs (Lenkradeinschlag, Bremsdruck) erfassender Sensor (20) vorgesehen ist, dessen Ausgangssignale einer elektronischen Steuerschaltung, einem Rechner, einem programmgesteuerten Mikroprozessor o. dgl. zuführbar sind und der die möglichen drei äußeren Einflußgrößen, nämlich Druckerhöhung über die Niveauregulierung sowie Einstellung der Drosselquerschnitte ( $f(\alpha)$ ) und ( $f(\beta)$ ) der Steuerdrosseln (43, 24) bestimmt. 40 45 50

---

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

---

55

60

65



— Leerseite —

